

УДК 621.42

Дем'янчук Т. – ст.гр. МСм-51

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

**ЗУСИЛЛЯ В ГІДРОЦИЛІНДРАХ НАВАНТАЖУВАЧА ПЕ-0,8Б**

Науковий керівник: к.т.н., доцент Хомик Н.І.

Demyanchuk T.

Ternopil Ivan Puluj National Technical University

**EFFORTS IN LOADER HYDRAULIC CYLINDERS PE-0,8B**

Khumox N.I., PhD., Assoc. Prof.

Ключові слова: навантажувач, гідроциліндр, стріла, коефіцієнт запасу.

Keywords: loader, hydraulic cylinder, boom, safety factor.

Навантажувач ПЕ-0,8Б – це грейферний навантажувач з поворотною стрілою. Основні переваги його: універсальність, скорочений цикл навантажування, можливість вибирання вантажу з ям і траншей, можливість виконання робіт при розташуванні на малих площадках. Має такі робочі органи: грейфери для сипких вантажів, гною, силосу, коренеплодів; гаків для контейнерів і штучних вантажів. Для забезпечення стійкості навантажувач обладнують виносними опорами та передньою лопатою, які керуються гідравлічними циліндрами. Це дозволяє знімати навантаження на колеса, значно підвищує повздовжню і бокову стійкість агрегату.

Вихідні дані для проектування і розрахунків грейферних навантажувачів: вантажопідйомність  $Q$ , висота навантажування  $H = 2,5...6$  м, виліт стріли на висоті навантаження  $L = 1...5$  м, висота точки підвісу грейфера  $H_{ГР}$ , глибина опускання грейфера  $H_O$ , кут повороту в плані, а також параметри базової машини: повздовжня база, конструктивна маса, координати центра ваги по горизонталі і вертикалі, діаметри коліс і допустиме для них навантаження, розміри колії передніх та задніх коліс.

Відривне зусилля при максимальному вильоті стріли з умови повздовжньої стійкості навантажувача [1]

$$F_B = K \cdot \frac{[m'_T(A - x'_T + l_{OP}) - m_1 \cdot a_2 - m_2 \cdot b_2] \cdot g}{L_{\max} - l_{OP} + l_C};$$

де  $K$  – коефіцієнт запасу стійкості,  $K = 0,85$ ;  $m_1, m_2$  – маси секцій стріли;

$a_2, b_2$  – координати центрів ваги відповідних мас відносно точки опори;

$l_{OP}$  – відстань від осі заднього моста до осі виносної опори,  $l_{OP} = 1,2l_C$ .

Розрахунок силових гідроциліндрів механізму підйому виконують за умови, що відрив вантажу здійснюється двома циліндрами одночасно. У цьому випадку, розрахунок гідроциліндрів можна виконувати не за відривним зусиллям, а за вантажопідйомністю, приймаючи діаметри циліндрів однаковими, якщо  $l_{III} = 0,5L_C$  або найбільшими з двох розрахункових  $D_{Ц1}$  чи  $D_{Ц2}$  в інших випадках.

За кінематичною схемою навантажувача зусилля, що діють на штоки гідроциліндрів (рис. 1) визначають за формулами [1]:

$$F_{Ц1} = K \cdot \frac{[Q \cdot (L_{\max} - e) + m_1 \cdot r_1 + m_2 \cdot r_2] \cdot g}{z \cdot a_{Ц1}}; \quad F_{Ц2} = K \cdot \frac{[Q \cdot r_4 + m_2 \cdot r_3] \cdot g}{z \cdot a_{Ц2}};$$

де  $K$  – коефіцієнт запасу,  $K = 1,15...1,25$ ;  $z$  – число циліндрів.

Діаметри гідроциліндрів навантажувача розраховують за силою, що діє на шток, та за робочим тиском у гідросистемі. При роботі гідроциліндра при штоковою порожниною,

його внутрішній діаметр визначають як 
$$D_{Ц} = 1,13 \sqrt{\frac{F_{Ш}}{p \cdot \eta_{Ц}}},$$

де  $F_{Ш}$  – зусилля, що діє на шток (відповідно циліндра повороту ковша  $F_{ЦП}$ , циліндра підйому стріли,  $F_{ЦС}$ );  $p$  – робочий тиск рідини,  $p=16$  МПа для більшості тракторних гідросистем;  $\eta_{Ц}$  – ккд циліндра,  $\eta_{Ц}=0,95$  – для циліндрів одnobічної дії,  $\eta_{Ц}=0,88$  – для циліндрів двобічної дії.

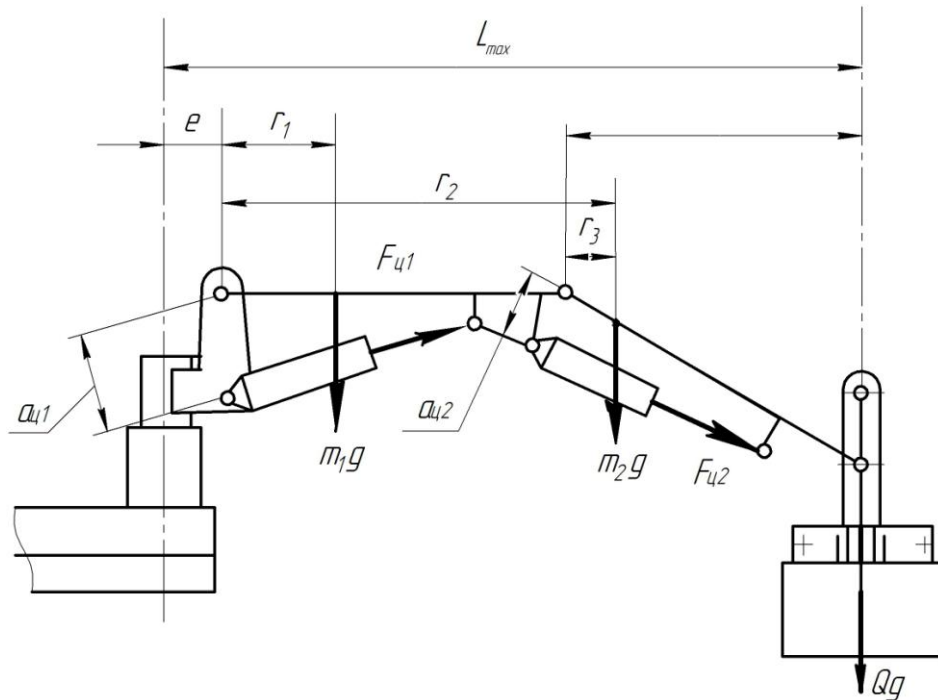


Рисунок 1. Схема розрахунку гідроциліндрів грейферного навантажувача

Зусилля, яке діє на шток гідроциліндра механізму повороту ковша, визначають з урахуванням дії на кромці ковша і відривного зусилля  $F_B$ , і зусилля проникання ковша у матеріал  $F_{ПР}$ .

Для попередніх розрахунків силу опору прониканню ковша у матеріал можна визначити за умовою 
$$F_{ПР} = q \cdot B \leq F_H^{\max},$$

де  $q$  – питомий опір прониканню: для легких сипких матеріалів  $q = 12500 \dots 1500$  Н/м;

для важких ґрунтів  $q = 15000 \dots 30000$  Н/м;  $B$  – ширина ковша;

$F_H^{\max}$  – максимальне напірне зусилля навантаження, перевіряють його за умовою достатнього зчеплення з поверхнею 
$$F_H^{\max} \leq g(m_T + m_0) \cdot \varphi,$$

де  $\varphi$  – коефіцієнт зчеплення, для колісного шасі  $\varphi=0,7$ , для гусеничного  $\varphi=0,9$ .

1. Тіщенко Л.М., Білостоцький В.О. Проектування вантажопідійомних машин та навантажувачів. – Харків, 2003. – 406 с.